

---

3/9/2 05180252

## POWER TRANSMISSION DEVICE

**PUB. NO.:** 08-135752 [JP 8135752 A]

**PUBLISHED:** May 31, 1996 (19960531)

**INVENTOR(s):** KISHIBUCHI AKIRA

OIBE KAZUO

TAKAHARA YASUO

OKUDA KIYOMI

TOYAMA JUNICHI

**APPLICANT(s):** NIPPONDENSO CO LTD [000426] (A Japanese Company or Corporation), JP (Japan)

**APPL. NO.:** 07-095220 [JP 9595220]

**FILED:** April 20, 1995 (19950420)

**INTL CLASS:** [6] F16H-035/10; F04B-053/00; F04B-035/00; F16D-007/02

**JAPIO CLASS:** 22.2 (MACHINERY -- Mechanism & Transmission); 22.1 (MACHINERY -- Machine Elements); 24.1 (CHEMICAL ENGINEERING -- Fluid Transportation); 26.2 (TRANSPORTATION -- Motor Vehicles)

### ABSTRACT

**PURPOSE:** To construct an overload torque limiter mechanism with torque variation absorbing function in the power transmission device of a compressor for automotive air conditioner.

**CONSTITUTION:** In the normal operation of a compressor 4, a rotating force from an engine is transmitted to the rotating shaft of the compressor 4 through an elastic ring body 7 comprising a pulley 1, a rotor 2, a pin 6, and a rubber and hubs 11 and 9 so as to operate the compressor 4. In this case, the elastic ring body 7 absorbs torque variation. On the other hand, when the compressor is overloaded as in locked condition, the elastic ring body 7 deforms elastically, penetrates through a clearance in a holding member 13, and cuts off power transmission.

JAPIO (Dialog® File 347): (c) 1998 JPO & JAPIO. All rights reserved.

---

© 1998 The Dialog Corporation plc

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平8-135752

(43)公開日 平成8年(1996)5月31日

(51)Int.Cl.<sup>9</sup>

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F 1 6 H 35/10

D 9242-3 J

F 9242-3 J

F 0 4 B 53/00

35/00

A

F 0 4 B 21/ 00

Z

審査請求 未請求 請求項の数11 O L (全 12 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願平7-95220

(22)出願日 平成7年(1995)4月20日

(31)優先権主張番号 特願平6-219693

(32)優先日 平6(1994)9月14日

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000004260

日本電装株式会社

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72)発明者 岸淵 昭

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電

装株式会社内

(72)発明者 及部 一夫

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電

装株式会社内

(72)発明者 高原 康男

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電

装株式会社内

(74)代理人 弁理士 伊藤 洋二

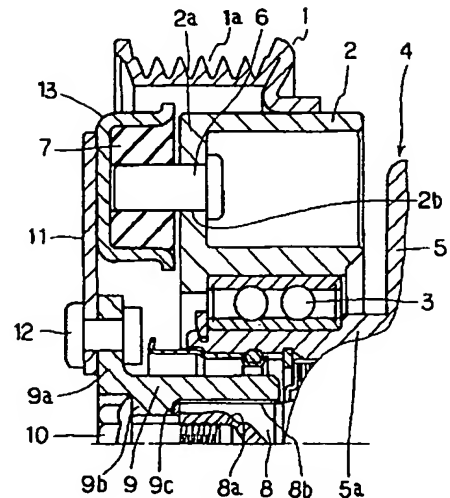
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 動力伝達装置

(57)【要約】

【目的】 自動車空調用圧縮機の動力伝達装置に、トルク変動吸収機能を持った過負荷時トルクリミッター機構を構成する。

【構成】 圧縮機4の正常運転時には、エンジンからの回転力がプーリ1、ロータ2、ピン6、ゴムからなる弾性リング体7、ハブ11、9を経て、圧縮機4の回転軸に伝達されて、圧縮機4が作動する。この正常運転時には、弾性リング体7がトルク変動吸収の作用を果たす。一方、圧縮機4のロック時のような過負荷時には、弾性リング体7が弾性変形して、保持部材13の隙間からくぐり出て、動力伝達を遮断する。



1:プーリ (駆動側回転部材)

2:ロータ (駆動側回転部材)

6:ピン

7:弾性リング体 (弾性部材)

9, 11:第1, 第2のハブ (従動側回転部材)

13:保持部材

## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 回転駆動源からの回転力を受けて回転する駆動側回転部材と、

従動側機器の回転軸に連結された従動側回転部材と、  
前記両回転部材の間を連結するように配設され、弾性変形可能なゴム製の弾性部材、およびこの弾性部材を保持する保持部材からなる連結機構とを備え、

この連結機構は、前記回転力が所定値以内であるとき、前記弾性部材が前記保持部材に一体に保持されて前記両回転部材の間を一体に連結し、

前記回転力が所定値以上に上昇する過負荷時には、前記弾性部材自身の弾性変形により前記弾性部材と前記保持部材との間の一体保持関係が解除されて前記両回転部材の間の連結を遮断するように構成されていることを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 2】 前記連結機構は、前記回転力が所定値以上に上昇する過負荷時には、前記弾性部材自身の弾性変形により前記弾性部材が前記保持部材より離脱して、前記両回転部材の間の連結を遮断するように構成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の動力伝達装置。

【請求項 3】 前記弾性部材はリング状に形成されており、

前記両回転部材のいずれか一方に固定されたピンを有し、

このピンに前記リング状の弾性部材が嵌合固定されており、

前記保持部材は、前記両回転部材の回転方向の正方向側および負方向側の双方に隙間を持ったカップ状の部材として構成されていることを特徴とする請求項 2 に記載の動力伝達装置。

【請求項 4】 前記弾性部材は、前記駆動側回転部材に固定されており、

前記保持部材は、前記従動側回転部材に固定され、かつ前記両回転部材の回転方向の正方向側および負方向側の双方に隙間を持ったカップ状の部材として構成されており、

前記保持部材の前記隙間は、前記回転方向の正方向側の隙間より負方向側の隙間の方が大となるように構成されていることを特徴とする請求項 2 または 3 に記載の動力伝達装置。

【請求項 5】 前記弾性部材は、前記従動側回転部材に固定されており、

前記保持部材は、前記駆動側回転部材に固定され、かつ前記両回転部材の回転方向の正方向側および負方向側の双方に隙間を持ったカップ状の部材として構成されており、

前記保持部材の前記隙間は、前記回転方向の正方向側の隙間より負方向側の隙間の方が小となるように構成されていることを特徴とする請求項 2 または 3 に記載の動力伝達装置。

【請求項 6】 前記カップ状部材からなる保持部材において、前記両隙間のうち、前記過負荷時に前記弾性部材が前記保持部材より離脱する側の隙間部分に、円弧形状を有する側壁部が形成されていることを特徴とする請求項 3 ないし 5 のいずれか 1 つに記載の動力伝達装置。

【請求項 7】 前記弾性部材は、前記従動側回転部材および前記駆動側回転部材と同心状に配設された略円筒状に形成されており、

前記保持部材は、前記従動側回転部材および前記駆動側回転部材と同心状に配設され、かつ前記弾性部材とは径が異なる略円筒状に形成されており、

この略円筒状の弾性部材と保持部材とを回転方向に係止しながら圧着させることにより、前記連結機構が構成されており、

前記回転力が所定値以上に上昇する過負荷時には、前記弾性部材を弾性変形させて前記弾性部材表面を前記保持部材が滑動して、前記従動側回転部材と前記駆動側回転部材との間の連結を遮断するように構成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の電磁クラッチ。

【請求項 8】 前記従動側回転部材および前記駆動側回転部材と同心状に配置され、かつ前記従動側回転部材に結合された略円筒状の第 1 の保持片と、

前記駆動側回転部材に結合され、かつ前記第 1 の保持片の内周側に所定の間隔を介して同心状に配置された略円筒状の第 2 の保持片とから、前記保持部材が構成されており、

前記略円筒状の弾性部材は前記第 1 の保持片と前記第 2 の保持片との間に回転方向に係止されながら圧着していることを特徴とする請求項 7 に記載の電磁クラッチ。

【請求項 9】 前記第 1 の保持片および前記第 2 の保持片の少なくとも一方には、前記弾性部材との間の回転方向の係止力を高める係止形状部が形成されており、前記弾性部材にも前記係止形状部に対応した係止形状部が形成されていることを特徴とする請求項 8 に記載の電磁クラッチ。

【請求項 10】 前記係止形状部は回転方向に交互に繰り返し形成された複数の凸部と凹部とから構成されていることを特徴とする請求項 9 に記載の電磁クラッチ。

【請求項 11】 前記駆動側回転部材は、自動車エンジンからの回転力を受けて回転するように構成されており、

前記従動側機器は自動車用空調装置の冷凍サイクルの圧縮機であって、この圧縮機は、クラッチ機構を持たない連続可変容量タイプとして構成されていることを特徴とする請求項 1 ないし 10 のいずれか 1 つに記載の動力伝達装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は異常時のトルクリミッターの機能を備えた動力伝達装置に関するもので、自動車

用空調装置の冷凍サイクルの圧縮機駆動用動力伝達装置として好適なものである。

【0002】

【従来の技術】従来、この種のトルクリミッターの機能を持った動力伝達装置としては、実公平6-14104号公報において提案されているものがあり、この公報記載の装置では、自動車のエンジンからの回転力を受ける駆動側回転部材と、圧縮機の回転軸に連結された従動側回転部材との間に、剛体からなるドライブレバーと、板ばねからなる弾性部材とを組み合わせた係合機構を介在させている。

【0003】そして、圧縮機の焼きつき故障等より上記係合機構に所定値以上のトルクが加わると、前記ドライブレバーから前記板ばねに加わる押圧力により板ばねが弾性変形して、ドライブレバーがその中間位置に設けられた回転中心を中心として回転することにより、ドライブレバーと板ばねとの係合状態が解除され、前記駆動側回転部材と、前記従動側回転部材との間の連結を遮断するようにしている。

【0004】これにより、エンジンから圧縮機への動力伝達を遮断して、エンジン動力伝達系機器が過負荷により故障するのを防止するようにしている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来装置では、前記両回転部材の間に板ばねを用いた係合機構を使用しているため、この係合機構自身に圧縮機のトルク変動吸収の作用を持たせることができない。そのため、圧縮機のトルク変動を吸収するためには、別途トルク変動吸収のための機構を設置する必要があり、コスト高になるという問題がある。

【0006】本発明は上記点に鑑みてなされたもので、トルク変動吸収作用を持ったゴム製の弾性部材を用いた係合機構で、過負荷時のトルクリミッター機能を発揮できる動力伝達装置を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】本発明は上記目的を達成するため、以下の技術的手段を採用する。請求項1記載の発明では、回転駆動源からの回転力を受けて回転する駆動側回転部材(1、2)と、従動側機器(4)の回転軸(8)に連結された従動側回転部材(9、11)と、前記両回転部材の間を連結するように配設され、弾性変形可能なゴム製の弾性部材(7、70)、およびこの弾性部材(7、70)を保持する保持部材(13、130、140)からなる連結機構とを備え、この連結機構は、前記回転力が所定値以内であるとき、前記弾性部材(7、70)が前記保持部材(13、130、140)に一体に保持されて前記両回転部材の間を一体に連結し、前記回転力が所定値以上に上昇する過負荷時には、前記弾性部材(7、70)自身の弾性変形により前記弾性部材(7、70)と前記保持部材(13、130、1

40)との間の一体保持関係が解除されて前記両回転部材の間の連結を遮断するように構成されている動力伝達装置を特徴とする。

【0008】請求項2記載の発明では、請求項1に記載の動力伝達装置において、前記連結機構は、前記回転力が所定値以上に上昇する過負荷時には、前記弾性部材

(7)自身の弾性変形により前記弾性部材(7)が前記保持部材(13)より離脱して、前記両回転部材の間の連結を遮断するように構成されていることを特徴とする。

【0009】請求項3記載の発明では、請求項2に記載の動力伝達装置において、前記弾性部材(7)はリング状に形成されており、前記両回転部材のいずれか一方に固定されたピン(6)を有し、このピン(6)に前記リング状の弾性部材(7)が嵌合固定されており、前記保持部材(13)は、前記両回転部材の回転方向の正方向側および負方向側の双方に隙間(A、B)を持ったカップ状の部材として構成されていることを特徴とする。

【0010】請求項4記載の発明では、請求項2または3に記載の動力伝達装置において、前記弾性部材(7)は、前記駆動側回転部材(1、2)に固定されており、前記保持部材(13)は、前記従動側回転部材(9、11)に固定され、かつ前記両回転部材の回転方向の正方向側および負方向側の双方に隙間(A、B)を持ったカップ状の部材として構成されており、前記保持部材(13)の前記隙間(A、B)は、前記回転方向の正方向側の隙間(A)より負方向側の隙間(B)の方が大となるように構成されていることを特徴とする。

【0011】請求項5記載の発明では、請求項2または3に記載の動力伝達装置において、前記弾性部材(7)は、前記従動側回転部材(9、11)に固定されており、前記保持部材(13)は、前記駆動側回転部材

(1、2)に固定され、かつ前記両回転部材の回転方向の正方向側および負方向側の双方に隙間(A、B)を持ったカップ状の部材として構成されており、前記保持部材(13)の前記隙間(A、B)は、前記回転方向の正方向側の隙間(A)より負方向側の隙間(B)の方が小となるように構成されていることを特徴とする。

【0012】請求項6記載の発明では、請求項3ないし5のいずれか1つに記載の動力伝達装置において、前記カップ状部材からなる保持部材(13)において、前記両隙間(A、B)のうち、前記過負荷時に前記弾性部材(7)が前記保持部材(13)より離脱する側の隙間部分に、円弧形状を有する側壁部(13e、13f)が形成されていることを特徴とする。

【0013】請求項7記載の発明では、請求項1に記載の電磁クラッチにおいて、前記弾性部材(70)は、前記従動側回転部材(9、11)および前記駆動側回転部材(1、2)と同心状に配設された略円筒状に形成されており、前記保持部材(130、140)は、前記従動

側回転部材(9、11)および前記駆動側回転部材

(1、2)と同心状に配設され、かつ前記弾性部材(70)とは径が異なる略円筒状に形成されており、この略円筒状の弾性部材(70)と保持部材(130、140)とを回転方向に係止しながら圧着させることにより、前記連結機構が構成されており、前記回転力が所定値以上に上昇する過負荷時には、前記弾性部材(70)を弾性変形させて前記弾性部材表面を前記保持部材(130、140)が滑動して、前記従動側回転部材(9、11)と前記駆動側回転部材(1、2)との間の連結を遮断するように構成されていることを特徴とする。

【0014】請求項8記載の発明では、請求項7に記載の電磁クラッチにおいて、前記従動側回転部材(9、11)および前記駆動側回転部材(1、2)と同心状に配置され、かつ前記従動側回転部材(9、11)に結合された略円筒状の第1の保持片(130)と、前記駆動側回転部材(1、2)に結合され、かつ前記第1の保持片(130)の内周側に所定の間隔を介して同心状に配置された略円筒状の第2の保持片(140)とから、前記保持部材が構成されており、前記略円筒状の弾性部材(70)は前記第1の保持片(130)と前記第2の保持片との間に回転方向に係止されながら圧着していることを特徴とする。

【0015】請求項9記載の発明では、請求項8に記載の電磁クラッチにおいて、前記第1の保持片(130)および前記第2の保持片(140)の少なくとも一方には、前記弾性部材(70)との間の回転方向の係止力を高める係止形状部(130A、130B、140A、140B)が形成されており、前記弾性部材(70)にも前記係止形状部に対応した係止形状部(70A、70B)が形成されていることを特徴とする。

【0016】請求項10記載の発明では、請求項9に記載の電磁クラッチにおいて、前記係止形状部は回転方向に交互に繰り返し形成された複数の凸部(130A、140A、70A)と凹部(130B、140B、70B)とから構成されていることを特徴とする。請求項11記載の発明では、請求項1ないし10のいずれか1つに記載の動力伝達装置において、前記駆動側回転部材(1、2)は、自動車エンジンからの回転力を受けて回転するように構成されており、前記従動側機器は自動車用空調装置の冷凍サイクルの圧縮機(4)であって、この圧縮機(4)は、クラッチ機構を持たない連続可変容量タイプとして構成されていることを特徴とする。

【0017】なお、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施例記載の具体的手段との対応関係を示すものである。

【0018】

【発明の作用効果】請求項1ないし11記載の発明によれば、上記技術的手段を有しているため、駆動源からの回転力が所定値以上に上昇する過負荷時には、弾性部材

(7、70)自身の弾性変形により弾性部材(7、70)と保持部材(13、130、140)との一体保持関係が解除されることにより、駆動源と従動側機器

(4)との間の動力伝達を遮断して、過負荷時のトルクリミッター機能を確実に発揮でき、それにより過負荷運転の継続による種々の機器の損傷を未然に防止できる。

【0019】しかも、トルクリミッター機能を発揮するための機構を、ゴムからなる弾性部材(7、70)と保持部材(13、130、140)との組合せで構成しているから、ゴムの衝撃吸収特性を活用して、圧縮機等の従動側機器のトルク変動を良好に吸収できる。上記作用効果に加えて、請求項3記載の発明では、前記弾性部材(7)をリング状に形成するとともに、前記両回転部材のいずれか一方にピン(6)を固定し、このピン(6)に前記リング状の弾性部材(7)を嵌合固定し、前記保持部材(13)は、前記両回転部材の回転方向の正方向側および負方向側の双方に隙間(A、B)を持ったカップ状の部材として構成しているから、弾性部材(7)のピン(6)への固定および弾性部材(7)と保持部材(13)との組付を簡単に行うことができる。

【0020】請求項6記載の発明では、カップ状部材からなる保持部材(13)の前記両隙間(A、B)のうち、前記過負荷時に前記弾性部材(7)が前記保持部材(13)より離脱する側の隙間部分に、円弧形状を有する側壁部(13e、13f)を形成しているから、この円弧形状を有する側壁部(13e、13f)により過負荷時に弾性部材(7)が保持部材(13)より滑らかに離脱でき、弾性部材のゴム表面の傷つきを防止できる。

【0021】さらに、請求項7ないし10記載の発明では、従動側回転部材(9、11)および駆動側回転部材(1、2)と同心状に配設された、略円筒状の弾性部材(70)と、同じく略円筒状の保持部材(130、140)とを有し、この略円筒状の弾性部材(70)と保持部材(130、140)とを回転方向に係止しながら圧着させることにより、上記連結機構を構成しているから、請求項3記載の発明のごとくアーマチャ(11、11A、11B)にピン(12)を固定するものに比して、連結機構の構成を簡素化でき、コスト低減を図ることができる。

【0022】

【実施例】以下、本発明を図に示す実施例について説明する。

(第1実施例)図1および図2において、1は駆動側プーリで、図示しないベルトを介して自動車エンジンから回転力を受けて回転するものである。このプーリ1は多重Vベルトに係合される多重V溝を持ったプーリ部1aが一体形成されており、鉄系金属で製作されている。

【0023】2は断面コノ字形の2重リング形状に形成された駆動側ロータで、鉄系金属で製作されており、プーリ1とは溶接等の接合手段で一体に接合されてい

る。このロータ2の内周部には、ベアリング3が配置され、このベアリング3によりロータ2は圧縮機4のフロントハウジング5の円筒突出部5a上に回転自在に支持されている。

【0024】6は鉄系金属からなるピンで、ロータ2の2重リング形状の連結部2aに複数箇所（本例では3箇所）開けられた穴2bに圧入固定されている。このピン6には、ゴムからなる弾性リング体7が嵌合固定されている。この複数の弾性リング体7とピン6は図2に示すようにロータ2の中心を中心とする同一円周X上に配置されている。

【0025】この弾性リング体7の材質としては、自動車の使用環境温度範囲（ $-30^{\circ}\text{C}\sim 120^{\circ}\text{C}$ ）に対して、トルク伝達およびトルク変動吸収の面で優れた特性を発揮するゴムを用いることが好ましく、具体的には、塩素化ブチルゴム、アクリロニトリルブタジエンゴム、エチレンプロピレングム等のゴムがよい。8は圧縮機4の回転軸、9は第1のハブで、鉄系金属にてフランジ部9aを有する円筒状に形成されている。この第1のハブ9は回転軸8にボルト10等によりねじ止め固定されている。

【0026】すなわち、回転軸8の中心部には、ねじ穴8aが開けられており、また回転軸8はその外周部にスプライン8bを有し、このスプライン8bにより第1のハブ9の内周面に対して回り止め嵌合している。そして、ねじ穴8aにボルト10のねじ部をねじ込むことにより、第1のハブ9の内周部の環状突出部9bを軸方向寸法調整用シム9cを介して回転軸8の先端との間に挟持するようになっている。これにより、第1のハブ9と回転軸8が一体に結合される。

【0027】11は第2のハブで、鉄系金属にてリング状の板形状に形成されており、リベット12により複数箇所にて第1のハブ9のフランジ部9aに一体に結合されている。13は弾性リング体7の保持部材で、鉄系金属（例えば、冷間圧延鋼板SPCC）にて断面形状がカップ状に形成されおり、第2のハブ11に溶接等の接合手段で一体に接合されている。この保持部材13には、図2に示すように、弾性リング体7の内外両側に延びる保持片13a、13bがプレス加工で一体形成されている。

【0028】そして、保持部材13の保持片13a、13bの間には、ロータ2、すなわち弾性リング体7の回転方向Rに対して、正方向および負方向の双方に隙間A、Bが設定されている。回転方向正方向の隙間Aは弾性リング体7の外径より所定量だけ小さく設定しており、一方回転方向負方向の隙間Bは弾性リング体7の外径より所定量だけ大きく設定してある。従って、弾性リング体7はその回転方向Rに対して、入口側となる負方向の隙間B内にはスムーズに進入でき、一方出口側となる正方向の隙間Aでは回転方向Rへの移動が阻止され、

これにより弾性リング体7が保持部材13により一体的に保持されるようになっている。

【0029】図3は自動車エンジンによる補機駆動系統を示すもので、14は自動車エンジンのクランクプリーであり、このクランクプリー14の回転をベルト15を介して、圧縮機用動力伝達装置のプリー1に伝達するようになっている。16はエンジン冷却装置の冷却水循環用ウォーターポンプの駆動用プリー、17はバッテリー充電用発電機（オルタネータ）の駆動用プリー、18はパワーステアリング装置の油圧ポンプの駆動用プリーであり、これらのプリー16～18も圧縮機駆動用プリー1とともにベルト15により回転力を受けて回転する。

【0030】19、20、21はベルト15に所定の張力を与えるためのアイドルプリーである。なお、図1では圧縮機4の具体的な構造の図示を省略しているが、圧縮機4は一般に連続可変容量タイプとして知られているもので、例えば斜板型、ワッフル型のように往復動ピストンのストロークをピストン駆動機構の斜板の傾斜角度を変化させて、圧縮機吐出容量を0%～100%の間で連続的に可変するものである。

【0031】このような連続可変容量タイプの圧縮機4を使用することにより、圧縮機4に動力の伝達を断続するための電磁クラッチを装備する必要がなくなる。次に、上記構成において第1実施例の作動を説明する。まず、圧縮機4の正常運転時について述べると、自動車エンジンのクランクプリー14の回転はベルト15によりプリー1に伝達され、このプリー1と一体にロータ2、ピン6および弾性リング体7が回転する。

【0032】弾性リング体7の外径はカップ状の保持部材13の回転方向正方向の隙間Aより大きくしてあるので、保持部材13内に保持されている。従って、弾性リング体7と保持部材13は回転方向Rに対して一体に結合された状態となるので、第1、第2のハブ9、11を介して圧縮機4の回転軸8にプリー1の回転が伝達され、圧縮機4が作動する。

【0033】ここで、圧縮機4の正常運転時には、ゴム製の弾性リング体7は圧縮機4の作動による振じり振動を吸収しているため、通常20Nm程度の負荷トルクが弾性リング体7に作用しているが、その際、弾性リング体7は上記程度の負荷トルクでは小変形を起こすのみである。そして、この小変形では充分、弾性リング体7が保持部材13内に保持されるように回転方向正方向の隙間Aの大きさが設定されているので、弾性リング体7が保持部材13の外部に放出されることはない。図4

(a)はこの負荷トルク印加状態における弾性リング体7の小変形状態を示す。また、破線は弾性リング体7の負荷トルク印加前の初期状態を示している。

【0034】従って、駆動側プリー1から圧縮機4の回転軸8への動力伝達に支障はない。しかも、圧縮機4への動力伝達系にゴム製の弾性リング体7を介在すること

により、圧縮機 4 の正常運転時におけるトルク変動吸収効果を良好に発揮できる。図 5 はゴム製の弾性リング体 7 を用いた場合 I と、従来技術の板ばねを用いた場合 II とを比較して、トルク変動吸収効果を示す。図 5 の横軸は圧縮機 4 の回転数で、縦軸は圧縮機回転軸に発生する負荷トルク変動幅の平均値に対する片振幅トルク（換言すれば、負荷トルク変動幅の  $1/2$  のトルク）である。

【0035】図 5 から理解されるように、本発明による場合 I は従来技術 II よりもトルクのピークが低回転数域に移行するとともに、そのピーク値も大幅に低減でき、圧縮機振動の低減等の効果を発揮できる。一方、圧縮機 4 が焼きつき故障等が発生して、回転軸 8 がロックすると、過大な負荷トルクが弾性リング体 7 に加わるので、弾性リング体 7 は図 4 (b) に示すように大変形を起こして、徐々に保持部材 13 の隙間 A からくぐり出て、遂には図 4 (c) に示すように保持部材 13 の外部に出てしまい、弾性リング体 7 と保持部材 13 との結合状態が遮断される。

【0036】しかし、弾性リング体 7 の回転方向には次の保持部材 13 が一定間隔毎に（本例では  $120$  度の回転角毎に）位置しているので、弾性リング体 7 は次の保持部材 13 へ向かって移動する。ここで、回転方向負方向（入口側）の隙間 B は、回転方向正方向（出口側）の隙間 A より大きく設定してあるので、弾性リング体 7 は容易に保持部材 13 内に進入することになる。

【0037】この弾性リング体 7 の運動はそれ自身が磨耗、破損するまで、継続される。従って、圧縮機 4 が軽度の原因による一時的なロックを生じた場合には、弾性リング体 7 が破損する以前に、弾性リング体 7 と保持部材 13 が正常な結合状態に自動復帰でき、圧縮機 4 は正常運転状態に復帰する。これに反し、圧縮機 4 が焼きつき等の重大故障による継続的なロックを生じた場合には、弾性リング体 7 が破損して、圧縮機 4 への動力伝達が完全に遮断され、トルクリミッターの機能を果たす。そのため、図 3 に示すエンジンの補機駆動システムにおいて、ベルト 15 の損傷や圧縮機以外の他の補機（16、17、18）の作動不能といった重大故障の発生を未然に防止できる。

（第 2 実施例）図 6 に示すように、弾性リング体 7 の保持部材 13 の保持片 13 a、13 b のうち、回転方向正方向の隙間 A 側に円弧部（コーナ R）13 c、13 d を有する側壁部 13 e、13 f を形成している。この側壁部 13 e、13 f に円弧部（コーナ R）13 c、13 d を設けることにより、弾性リング体 7 が隙間 A からくぐり出る際に、弾性リング体 7 の移動が滑らかとなり、しかも側壁部 13 e、13 f が互いに外方側へ弾性変形できるので、弾性リング体 7 の傷つきが発生しにくくなる。

【0038】また、側壁部 13 e、13 f が互いに外方側へ弾性変形できることにより、隙間 A の寸法設定の設

計自由度が大きくなる。

（第 3 実施例）図 7、8 に示すように、カップ状の保持部材 13 を駆動側回転部材であるロータ 2 に溶接等の接合手段で固定し、一方ピン 6 は第 2 のハブ 11 に圧入固定し、このピン 6 に弾性リング体 7 を嵌合固定するようにしたものである。

【0039】この第 3 実施例では、前記第 1、第 2 実施例とは逆に、カップ状の保持部材 13 から弾性リング体 7 に回転力が伝達される。そのため、保持部材 13 において、前記第 1、第 2 実施例とは逆に、隙間 A を回転方向 R の負方向側に形成し、隙間 B を回転方向 R の正方向側に形成している。このような構成においても、正常運転時のトルク変動吸収、および過負荷時のトルクリミッター機能を良好に発揮できる。

【0040】図 9、10 は、動力伝達断続用クラッチ機構を必要としない連続可変容量タイプの圧縮機 4 の一例を示すもので、401 は、エンジンからの駆動力を受けて回転する回転軸で、図 1 の回転軸 8 に相当する。この回転軸 401 は軸受 402 及び 403 を介して、ハウジングに回転自在に指示されている。回転軸 401 には、斜板 404 がその傾斜角度が可変できるように取り付けられている。即ち、斜板 404 の回転中心位置は、球面支持部 405 にて回転自在となっており、かつ斜板 404 側に形成された溝 406 内に回転軸 401 の二面幅部 407 が嵌まりあうことで、回転軸 401 の回転が斜板 404 に伝達されるようになっている。

【0041】また、斜板 404 にはピン 408 が溝部 406 を介して固定されており、このピン 408 が回転軸 401 の二面幅部 407 に形成された長溝 409 内を移動することで、斜板 404 の傾斜角度が変化されることとなる。斜板 404 はシュー 410 を介して、ピストン 411 に連結しており、ピストン 411 は斜板 404 の揺動運動を受けてシリンダ 412 内を往復摺動することとなる。このピストン 411 の往復摺動に伴い、作動室 413 が容積膨張する吸入工程では、吸入弁 414 が開き吸入室 415 より冷媒が作動室 413 側に吸入される。一方、ピストン 411 の移動に伴い作動室 413 が容積減少する圧縮工程では、吐出弁 416 を経て吐出室 417 へ冷媒が吐出されることになる。なお、吸入室 415 は、圧縮機 4 内の吸入通路を介して吸入口 418 と連通し、図示しない冷凍サイクルの蒸発器より吸入された低温低圧冷媒が供給されることになる。一方、吐出室 417 は圧縮機 4 内の吐出通路を経て吐出口 419 に連通し、その吐出口 419 より冷凍サイクルのコンデンサ側へ冷媒が吐出される。

【0042】この圧縮機 4 の吐出容積は、ピストン 411 の往復ストローク量が可変制御されることにより、連続的に変化する。このピストン 411 の往復ストローク量の変化は、斜板 404 の傾斜角を変化させることにより行う。この傾斜角の変化は、図 9 中右側の上死点位



置を常に一定とした状態で斜板 404 の回転中心位置と傾斜角とを連動させて変位させることによって行う。

【0043】本例では、スプール 420 を用いて球面支持部 405 を回転軸 401 に沿って、図中左右方向に変位させることにより上記制御を行う。スプール 420 の位置変位は、その背面に形成させて制御圧室 421 内の圧力を調整することによって行う。即ち、スプール 420 の一方側は吸入室 415 となっており、常に吸入圧が印加されることになる。それに対し、制御圧室 421 は制御弁 422 により調圧された圧力が供給され、この制御圧室 421 内圧力と、吸入室 415 内圧力との差圧がスプール弁 420 に印加されることになる。そして、このスプール弁 420 に印加された圧力と、ピストン 411 との圧縮反力によりバランスする位置に斜板 404 の傾斜角が位置制御されることになる。

【0044】なお、制御弁 422 は吐出室 417 より高圧導入通路 423 を経て供給される吐出圧と低圧導入通路 424 より供給される低圧（吸入圧）とを調圧し、一定の制御圧をコントロール圧通路 425 より制御圧室 421 に供給するもので、本例では電気信号により前記両通路 423、424 を切替開閉する電気制御タイプのものである。

【0045】制御弁 422 として、ダイヤフラムのような圧力応動部材を用いて、純機械的機構により制御圧を調整する構成のものを使用することも可能である。図 9 は、制御圧室 421 に所定の圧力を供給し、スプール弁 420 を図中左側に所定量を移動させた状態を示す。この図 9 図示状態より、圧縮機 4 の吐出容量をさらに減少させるようにしたのが、図 10 図示状態である。この状態では、制御圧室 421 には吸入圧が供給されている。その結果、スプール弁 420 はピストン 411 の圧縮反力等に伴い、図中右側に最大量変位する。その結果、斜板 404 の回転中心位置も図中右側に変位し、各斜板 404 の傾斜角も回転軸 401 に対し、直角に近づく方向に変位する。

【0046】図 10 より明らかなようにこの状態では、斜板 404 の揺動量も少なく、従ってピストン 411 の往復ストロークも最小のものとなり、実質的に圧縮機 4 の吐出容量を零に設定することが可能となる。なお、上述の実施例では、いずれも、弾性リング体 7 および保持部材 13 を 3 個ずつ設けたが、この個数は単なる一例に過ぎず、必要に応じて増減してよいことはもちろんである。

【0047】また、複数の保持部材 13 を鉄などの板金から一体形成することもできる。また、弾性部材として、図示したリング体 7 を使用せずに、矩形、円板形等の種々の形状からなるゴム製の弾性部材を使用することができる。この場合は、弾性部材をピンを介することなく、直接、駆動側もしくは従動側の回転部材に接着固定してもよい。

【0048】また、保持部材 13 は上述の実施例では、弾性リング体 7 の内外周両側に保持片 13a、13b を有するカップ形状に形成しているが、この形状に限定されるものでなく、この保持片 13a、13b は内外周のいずれか一方のみにしても、トルク伝達およびトルクリミッターの機能を発揮できる。

（第 4 実施例）図 11～図 14 は第 4 実施例を示すもので、ロータ 2 は円筒状に形成され、その円筒外周面にブーリー 1 が溶接等により一体に接合されている。このブーリー 1、ロータ 2 および第 1 のハブ 9 と同心状に、略円筒状の第 1 の保持片 130 が配置されている。この第 1 の保持片 130 は本例では鉄系金属にて第 2 のハブ 11 の外周側をプレス加工により L 字状に折り曲げて、第 2 のハブ 11 に一体成形したものである。

【0049】この第 1 の保持片 130 の円筒形状は回転軸 8 の軸方向に平行に延びるように形成されており、その円筒状部分には、回転方向に交互に繰り返し形成された複数の凸部 130A と凹部 130B とから構成された花びら状の係止形状部（図 11 参照）が形成されている。上記第 1 の保持片 130 の内周側には、所定の間隔を介して同心状に略円筒状の第 2 の保持片 140 が配置されている。この第 2 の保持片 140 も鉄系金属をプレス加工して成形したものであり、円筒状部分には、回転方向に交互に繰り返し形成された複数の凸部 140A と凹部 140B とから構成された花びら状の係止形状部（図 11、図 13 参照）が形成されている。

【0050】また、第 2 の保持片 140 の円筒状部分の軸方向一端側（図 12 の右側）には外周側へ折り曲げられた外周折り曲げ部 140C が形成されている。この外周折り曲げ部 140C には、図 13 に示すようにリベット 120 が配置される複数箇所（本例では、4 箇所）の部位においてブーリー 1 側へ膨出した膨出部 140D が一体成形されている。

【0051】この膨出部 140D にはリベット 120 の挿入穴 140E が開けられており、この挿入穴 140E にリベット 120 を挿入してかしめることにより、第 2 の保持片 140 がリベット 120 にてブーリー 1 に一体に結合されている。一方、弾性部材 70 は本例では、図 11、図 14 に示すようにゴムにて略円筒状に形成されており、この弾性部材 70 にも第 1、第 2 の保持片 130、140 の前記係止形状部に対応した花びら状の係止形状部が形成されている。すなわち、弾性部材 70 の円筒円周面には、回転方向に交互に繰り返し形成された複数の凸部 70A と凹部 70B とから構成される花びら状の係止形状部が形成されている。

【0052】この弾性部材 70 の半径方向の厚さは第 1、第 2 の保持片 130、140 間の間隔より若干大きく設定してあるので、弾性部材 70 は第 1、第 2 の保持片 130、140 の間に圧着するようにして嵌入されている。この嵌入状態では、図 11 に示すように弾性部



材 7 0 の複数の凸部 7 0 A、凹部 7 0 B と、第 1、第 2 の保持片 1 3 0、1 4 0 の複数の凸部 1 3 0 A、1 4 0 A、凹部 1 3 0 B、1 4 0 B とが相互に嵌合し、係止されるので、弾性部材 7 0 と、第 1、第 2 の保持片 1 3 0、1 4 0 との間の回転方向の係止力を高めることができる。

【0053】なお、図 1 1 では、便宜上、弾性部材 7 0 の部分にハッチングを付して、その形状が明示されるようにしてある。また、第 1 の保持片 1 3 0 と一体に連続している第 2 のハブ 1 1 と、第 2 の保持片 1 4 0 の外周折り曲げ部 1 4 0 C とにより、弾性部材 7 0 の軸方向両端を押さえて、弾性部材 7 0 の軸方向への移動を阻止するようになっている。

【0054】以上の構成により、第 1、第 2 の保持片 1 3 0、1 4 0 の間（換言すれば、プーリ 1、ロータ 2 側と、ハブ 9、1 1 との間）を弾性部材 7 0 を介して一体に連結することができる。本第 4 実施例における組付方法としては、プーリ 1、ロータ 2、ベアリング 3 および第 2 の保持片 1 4 0 からなる組付体をまず圧縮機 4 のフロントハウジング 5 に組付け、次に第 2 の保持片 1 4 0 上に弾性部材 7 0 を組付ける。次に、この弾性部材 7 0 および圧縮機 4 の回転軸 8 に対して、第 1、第 2 のハブ 9、1 1 および第 1 の保持片 1 3 0 からなる組付体を組付け、最後にボルト 1 0 の締めつけ作業を行えばよい。

【0055】本第 4 実施例は以上のごとく構成されているから、圧縮機 4 の正常運転時には、プーリ 1、ロータ 2 の回転が、第 2 の保持片 1 4 0、弾性部材 7 0、および第 1 の保持片 1 3 0 を経てハブ 1 1、9 に伝達され、圧縮機 4 の回転軸 8 を回転させることができるとともに、弾性部材 7 0 により圧縮機 4 のトルク変動を吸収する作用を果たすことができる。

【0056】一方、圧縮機 4 がロックすると、過大な負荷トルクが第 1 の保持片 1 3 0、弾性部材 7 0、および第 2 の保持片 1 4 0 からなる連結機構に加わるので、弾性部材 7 0 が弾性変形を起こし、エンジンからの駆動力が作用する第 2 の保持片 1 4 0 の外周面と弾性部材 7 0 の内周面との係止状態が解除される。この結果、第 2 の保持片 1 4 0 の外周面が弾性部材 7 0 の内周面上で滑りを起こし、第 2 の保持片 1 4 0 と弾性部材 7 0 との間の連結状態が遮断されるので、圧縮機 4 への動力伝達が遮断される。

【0057】また、本第 4 実施例においては、図 1 3 に明示するように、第 2 の保持片 1 4 0 の外周折り曲げ部 1 4 0 C により弾性部材 7 0 の軸方向端部を規制するとともに、この外周折り曲げ部 1 4 0 C からプーリ 1 側へ膨出（突出）した膨出部 1 4 0 D をリベット 1 2 0 の固定面としているから、弾性部材 7 0 の軸方向端部をリベット 1 2 0 の固定面から離すことができる。

【0058】そのため、弾性部材 7 0 に圧縮機 4 等からの異物（オイル等）が付着するのを低減できる。

（第 5 実施例）図 1 5、図 1 6 は第 5 実施例を示すもので、第 2 のハブ 1 1 に一体成形されている第 1 の保持片 1 3 0 において、弾性部材 7 0 の軸方向端部に対向する部位に、円周方向に複数（本例では 8 個）の膨出部 1 3 0 C が等間隔に一体成形されている。この膨出部 1 3 0 C は軸方向の外方側へ膨出するものであるため、この膨出部 1 3 0 C の内側には、弾性部材 7 0 の軸方向端部との間に空間部 1 3 0 D が形成されている。

【0059】第 5 実施例の装置の組付に際して、ボルト 1 0 を締めつけるとき、弾性部材 7 0 は軸方向へ圧縮される。この圧縮は組付部品の寸法公差を吸収するために必要となるが、この弾性部材 7 0 の圧縮代が多いと、弾性部材 7 0 の特性が、トルク変動吸収機能およびトルクリミッター機能の両面からみた、必要特性よりずれてしまうことがある。

【0060】しかるに、第 5 実施例では上記膨出部 1 3 0 C による空間部 1 3 0 D を形成しているため、この空間部 1 3 0 D に弾性部材 7 0 の圧縮代のボリュームを逃がすことができるので、組付部品の寸法公差のバラツキに影響されることなく、弾性部材 7 0 の特性を確実に所期の設計通りに設定できる。（第 6 実施例）図 1 7 は前述の第 4 実施例における弾性部材 7 0 の形状を変形した第 6 実施例を示すもので、弾性部材 7 0 の凸部 7 0 A の中間位置に逃げ溝 7 0 C を設けて、圧縮機 4 のロック時のような過負荷時に弾性部材 7 0 の凸部 7 0 A の弾性変形が容易に行われるようにしたものである。

【0061】上記逃げ溝 7 0 C の寸法、形状の選択により、トルク伝達を遮断するときの作動トルクを容易に調整でき、設計上の自由度が増す。なお、上記第 4～第 6 実施例では、第 1、第 2 の保持片 1 3 0、1 4 0 の間に弾性部材 7 0 を嵌入し、圧着させるようにしているが、弾性部材 7 0 を第 1、第 2 の保持片 1 3 0、1 4 0 のいずれか一方のみに圧着し、他方には接合するようにしてもよい。この場合は、弾性部材 7 0 のうち、圧着する側の面のみに凸部 7 0 A、凹部 7 0 B を設け、弾性部材 7 0 のうち、接合する側の面は凹凸部のない円形状でよい。同様に、第 1、第 2 の保持片 1 3 0、1 4 0 のうち、接合する側の保持片も凹凸部のない円形状でよい。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の第 1 実施例の要部断面図である。

【図 2】図 1 の要部を断面図示した第 1 実施例の正面図で、ボルト 1 0 により圧縮機 4 に組み付ける前の状態を示す。

【図 3】第 1 実施例を適用した自動車用エンジンの補機駆動系統図である。

【図 4】（a）、（b）、（c）は第 1 実施例における弾性リング体の作動挙動を示す要部拡大図である。

【図 5】本発明によるトルク変動吸収効果を示す特性図である。

【図 6】本発明の第 2 実施例を示す要部断面正面図であ

る。

【図 7】本発明の第 3 実施例の要部断面図である。

【図 8】図 7 の B - B 部を断面図示した第 3 実施例の正面図で、ボルト 10 により圧縮機 4 に組み付ける前の状態を示す。

【図 9】本発明に用いるクラッチ機構を持たない連続可変容量タイプの圧縮機の一例を示す断面図である。

【図 10】図 9 に示す連続可変容量タイプの圧縮機の小容量設定状態を示す断面図である。

【図 11】本発明の第 4 実施例の正面図である。

【図 12】図 11 の A - O - A 断面図である。

【図 13】(a) は第 4 実施例における第 2 の保持片単体の正面図、(b) は (a) の A - O - A 断面図であ

る。

【図 14】第 4 実施例における弾性部材単体の正面図である。

【図 15】本発明の第 5 実施例の正面図である。

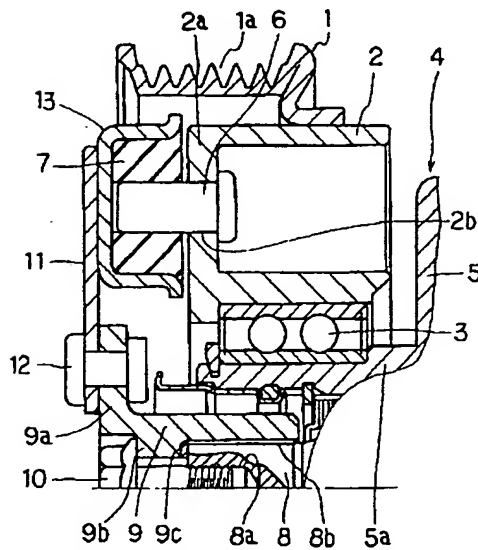
【図 16】図 15 の A - O - A 断面図である。

【図 17】本発明の第 6 実施例を示す弾性部材単体の正面図である。

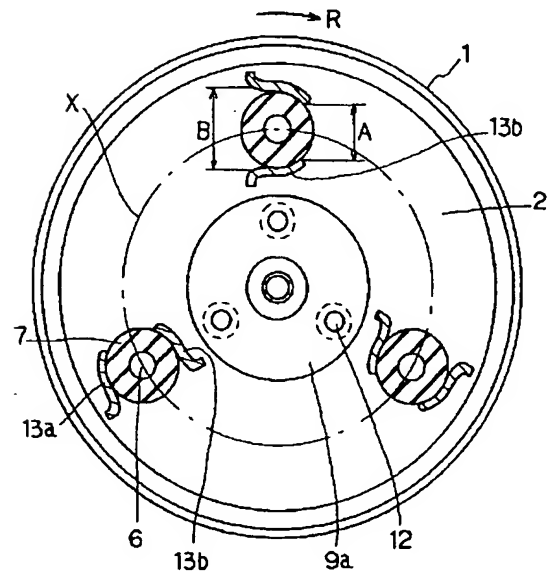
【符号の説明】

1、2…プーリ、ロータ（駆動側回転部材）、4…圧縮機、6…ピン、7、70…弾性リング体（弾性部材）、9、11…第 1、第 2 のハブ（従動側回転部材）、13、130、140…保持部材、13e、13f…側壁部。

【図 1】

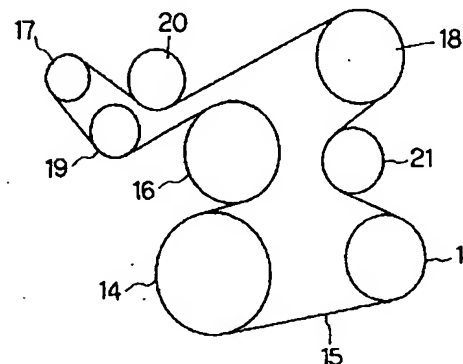


【図 2】

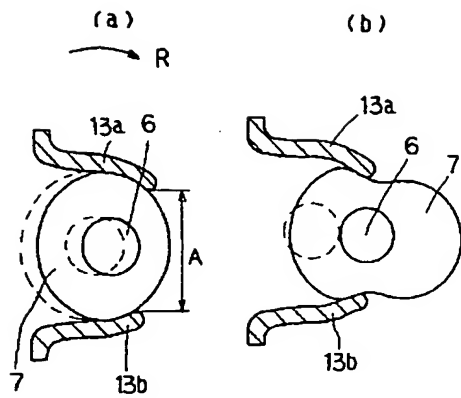


- 1: プーリ（駆動側回転部材）
- 2: ロータ（駆動側回転部材）
- 6: ピン
- 7: 弾性リング体（弾性部材）
- 9, 11: 第 1、第 2 のハブ（従動側回転部材）
- 13: 保持部材

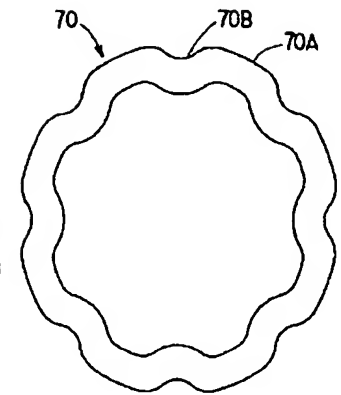
【図 3】



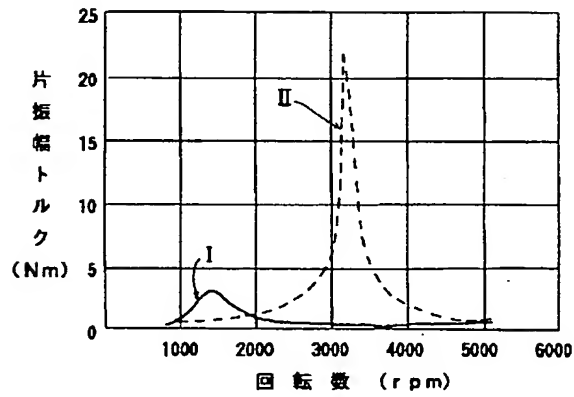
【図 4】



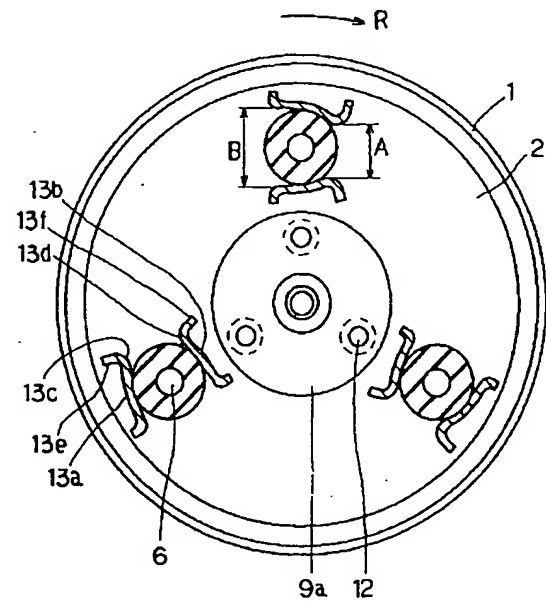
【図 14】



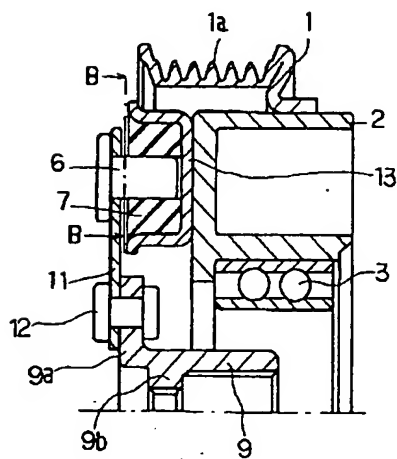
【図 5】



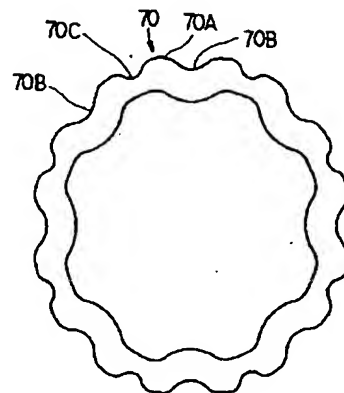
【図 6】



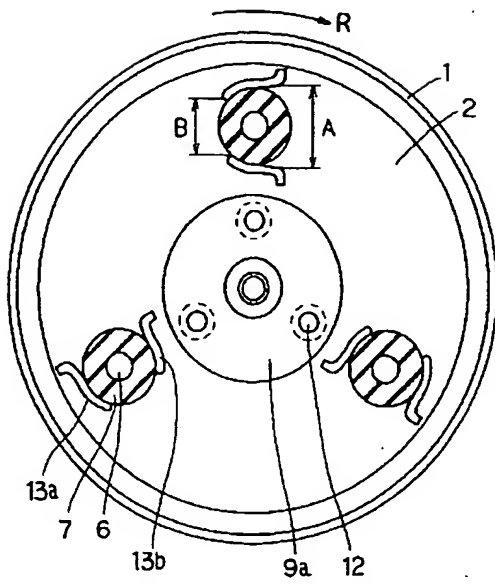
【図 7】



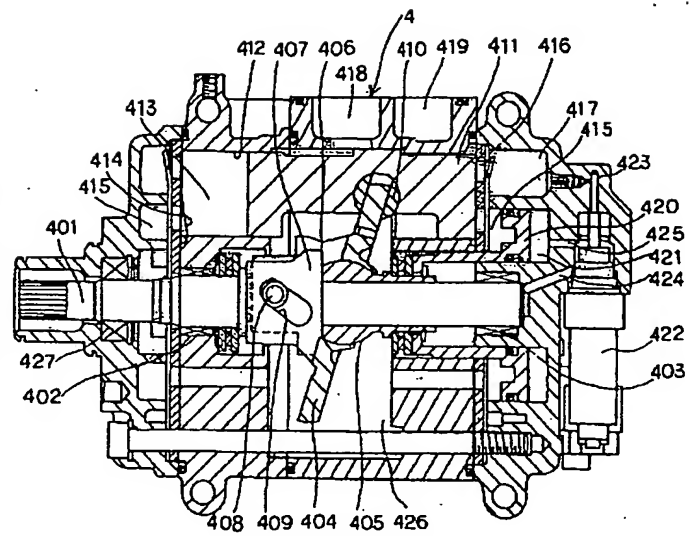
【図 17】



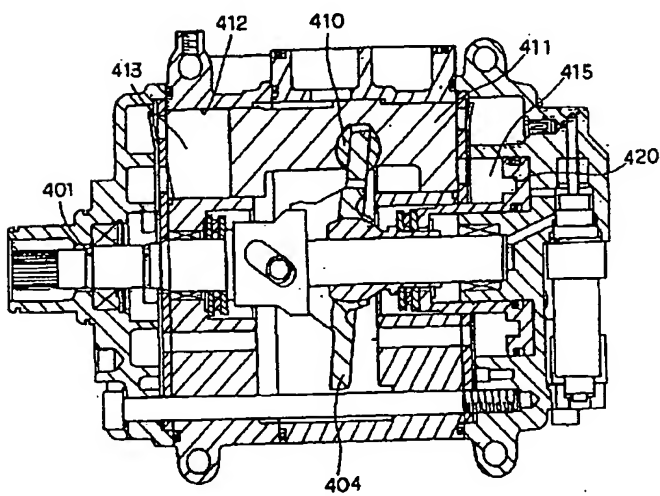
【図 8】



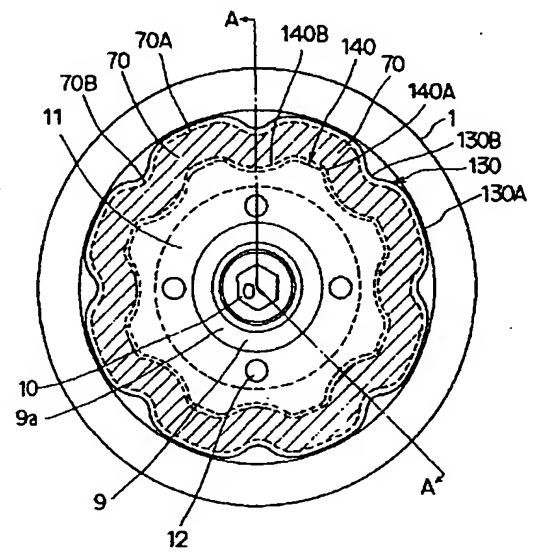
【図 9】



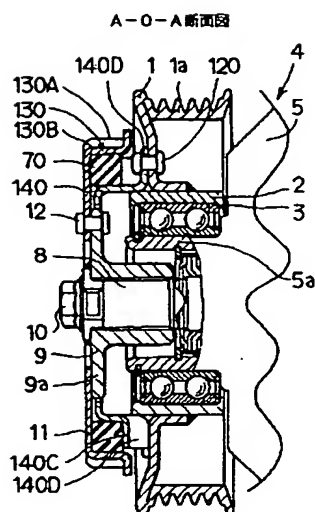
【図 10】



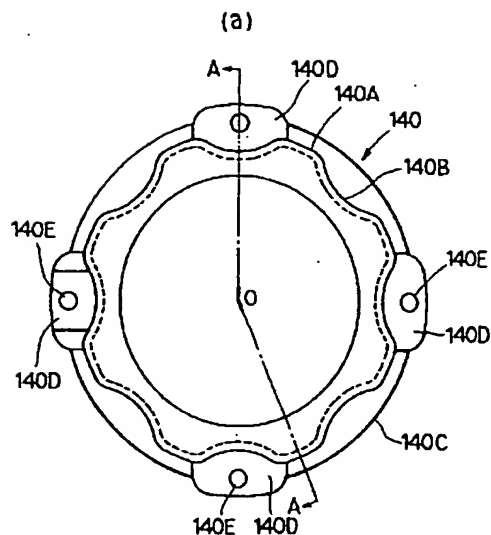
【図 11】



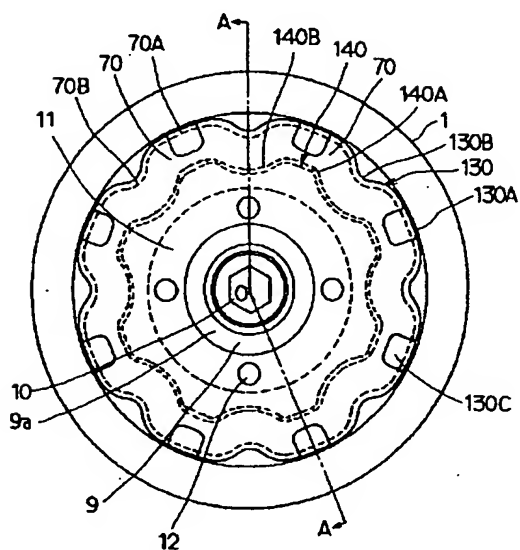
【図 12】



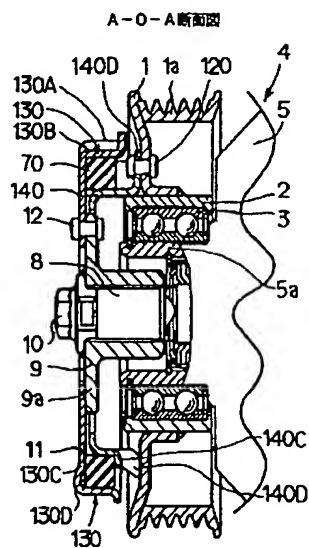
【図 13】



【図 15】



【図 16】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.<sup>°</sup>

F 1 6 D 7/02

識別記号

庁内整理番号

H

F I

技術表示箇所

(72)発明者 奥田 清美

愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 日本電  
装株式会社内

(72)発明者 外山 淳一

愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 日本電  
装株式会社内